

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平2-240536

⑤ Int. Cl.<sup>3</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)9月25日

G 01 M 13/02  
G 01 H 17/00

A

6611-2G  
7621-2G

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全7頁)

⑭ 発明の名称 歯車の異常診断装置

⑯ 特 願 平1-61566

⑰ 出 願 平1(1989)3月14日

⑱ 発 明 者 新 野 文 達

神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号 富士電機株式会社内

⑲ 出 願 人 富士電機株式会社

神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号

⑳ 代 理 人 弁理士 山口 巖

明 細 書

1. 発明の名称 歯車の異常診断装置

2. 特許請求の範囲

1) 歯車装置から取り込んだ振動波形を処理し、歯車の摩耗に起因する振動成分を抽出してその異常の程度を定量的に把握する歯車の異常診断装置であり、歯車装置のケースに取付けた振動計より検出した振動波形信号を所定期間で取り込んで加算平均処理し、さらにフーリエ変換して得た周波数スペクトルを解析して異常診断を行うものにおいて、回転パルスを取り出す被診断歯車、およびこれと噛み合う相手側歯車の双方の回転に同期した平均化周期のトリガ信号を得るトリガ信号発生手段と、前記の周波数スペクトルから被診断歯車の噛合周波数およびその高次周波数に対応したスペクトル成分の値、および各噛合次数の周波数に対応するパーシャルオーバーオール値を抽出し、かつこれら数値を基に歯車の異常程度を求める解析手段とを有し、該解析手段により得たデータを別に設定した判定基準値と比較して歯車の異常判定

を行うことを特徴とする歯車の異常診断装置。

2) 請求項1に記載の異常診断装置において、トリガ信号発生手段が、被診断歯車と噛み合う相手側歯車に対する歯数設定部と、診断開始指令に基づいて被診断歯車の回転パルスを計数する回転パルス計数部と、その計数値が相手側歯車の歯数に達するごとにトリガ信号を出力する分周トリガ発生部とからなることを特徴とする歯車の異常診断装置。

3) 請求項1に記載の異常診断装置において、解析手段が、被診断歯車に対する歯数設定部と、該歯車の回転周波数検出部と、歯数設定値と回転周波数を基に被診断歯車の噛合周波数、およびその高次周波数を算出する噛合次数検出部と、前記の各噛合次数周波数に対応したパーシャルオーバーオールバンド幅を設定するパーシャルオーバーオール設定部と、周波数スペクトルから各噛合次数の周波数に対応するスペクトル成分、およびパーシャルオーバーオール値を抽出するスペクトル抽出部、パーシャルオーバーオール値抽出部と、前記

スペクトル抽出部、パーシャルオーバーオール値抽出部で得た各数値を所定の演算式で演算して異常程度数を算出する異常程度数演算部とからなることを特徴とする歯車の異常診断装置。

### 3. 発明の詳細な説明

#### (産業上の利用分野)

本発明は、動力伝達用などとして使用する歯車装置を対象に、歯車の摩耗程度を定量的に把握して「正常」、「異常」を診断する歯車の異常診断装置に関する。

#### (従来の技術)

歯車装置の診断方式として、歯車の異常に起因して発生する異常振動を徴候パラメータとし、歯車装置のケースに取付けた振動計を通じて検出した噛み合い振動波形を信号処理し、その結果を解析して歯車装置の内部異常状態を推定する診断方法が周知である。また、この診断における信号処理方式としては、同期加算平均処理方式が一般に採用されている。

この方式は、振動計で検出した歯車装置の噛み

合い振動波形信号を整形した上で、歯車の回転軸から取出した回転パルス(回転軸上に取付けたマークを光電式、ないし電磁式ピックアップなどの回転センサで検出する)を周期信号として前記振動波形信号を多数回加算平均化処理し、振動波形信号から不規則成分である外乱ノイズ分を取り除いて内部異常に起因する周期成分を抽出するとともに、さらにこの振動波形信号をフーリエ変換してその周波数スペクトルに変換し、この周波数スペクトルを解析して異常診断を行うものである。

ここで歯車が正常であれば噛み合い振動波形はほぼ正弦波に近く、そのスペクトルは噛合周波数に対応した線スペクトルとなる。これに対して歯車に異常が存在すると、振動波形は回転周波数で振幅変調されスペクトルに側帯波が現れるようになるので、これを指標として各種異常が判定できる。

また、特に歯車の摩耗が進行すると振動波形は正弦波が歪んで矩形波状となり、その結果周波数スペクトル上では噛合周波数の高調波(2倍、3

倍、...)の成分が現れるようになることが知られている。したがって前記の周波数スペクトルにつき、噛合周波数の2次、3次、...成分の変化に注目してこれをディスプレイ上に表示して観察するか、あるいは歯車の噛合周波数(基本波)に対応するスペクトル成分と高調波に対応するスペクトル成分との比を演算することで歯車の摩耗程度を定量的に表す指標が得られることになる。

#### (発明が解決しようとする課題)

ところで、前記した従来の診断方式では次記のような問題点があり、このために実際の診断が困難となる場合がしばしば発生する。すなわち、

(1) 歯車装置では、診断対象となる歯車にのみ異常が発生する訳ではなく、これと噛み合う相手側歯車にも発生し、かつこれらの異常が相互に影響を及ぼしながら歯車装置に異常振動が発生する。したがって、従来方式のように被診断歯車の回転パルスを基準とした周期で振動波形信号を取り込んで加算平均化処理する従来方式では、互いに噛み合う歯車の歯数が異なると、各回転ごとに相手

側歯車との噛み合い位置が変わるため、これが原因で各周期ごとに取り込む振動波形、特に異常振動波形の位相が時間軸上で僅かずつずれる。このために、加算平均化処理により振動波形中の高調波成分(振幅は小さい)が殆ど消滅してしまい、摩耗診断に必要なスペクトル成分の抽出が不能となって異常摩耗を的確に診断できなくなる。

(2) 歯車装置の振動波形は、歯車装置のケースに取付けた振動計で検出するようにしているが、ケースの剛性によりケース振動波形が小さくなったり、大きくなったりする他、噛合周波数の2倍成分、3倍成分の振動動振力とケースの固有振動数とが一致して共振状態になると、共振周波数に対応したスペクトル成分が異常に大きく現れるため、歯車が正常摩耗の範囲であるにもかかわらず、異常摩耗と誤認されるおそれがある。特に前述のように噛合周波数のスペクトル成分と高調波に対応するスペクトル成分との比を演算して摩耗の程度を定量的に把握する場合には、共振周波数のスペクトル成分が異常に大きな値となるため演算結果

の数値が摩耗の程度を正しく表す指標とならなくなる。

本発明は上記の点にかんがみなされたものであり、従来方式の難点を解消し、外乱の影響を殆ど受けることなく歯車の異常摩耗を的確に診断できるようにした歯車の異常診断装置を提供することを目的とする。

(課題を解決するための手段)

上記課題を解決するために、本発明の異常診断装置においては、回転パルスを検出する被診断歯車、およびこれと噛み合う相手側歯車の双方の回転に同期した平均化周期のトリガ信号を得るトリガ信号発生手段と、前記の周波数スペクトルから被診断歯車の噛合周波数およびその高次周波数に対応したスペクトル成分の値、および各噛合次数に対応するパーシャルオーバーオール値を抽出し、かつこれら数値を演算して歯車の異常程度を求める解析手段とを有し、該解析手段により得たデータを別に設定した判定基準値と比較して歯車の異常判定を行うように構成するものとする。

(作用)

上記の構成により、まずトリガ信号発生手段からは、回転パルスを取り出す被診断歯車と相手側歯車とが同じ噛み合い位置になる毎にトリガ信号が出力される。つまりトリガ信号が被診断歯車と相手側歯車の双方の回転に同期することになる。したがって各取り込み周期ごとに、振動計で連続的に検出した振動波形信号から常に位相的なずれのない振動波形信号のみを取り込んで加算平均化処理することができ、これにより摩耗診断に必要な振動波形、つまり歯車装置内部のかみ合い状態を的確に表す周波数スペクトルが得られる。

また、解析手段では、噛合周波数およびその高次周波数に対応するスペクトル成分とパーシャルオーバーオール値との比率を演算して歯車の異常程度数を求めるようにしており、これにより歯車装置のケースとの共振による影響を殆ど受けることがなくなる。なお、パーシャルオーバーオールバンド幅は、噛合周波数およびその高次周波数について各周波数を中心とした一定の帯域幅に設定

ここで、前記のトリガ信号発生手段は、被診断歯車と噛み合う相手側歯車に対する歯数設定部と、診断開始指令に基づいて被診断歯車の回転パルスを計数する回転パルス計数部と、その計数値が相手側歯車の歯数に達するごとにトリガ信号を出力する分周トリガ発生部とからなる。

また、前記の解析手段は、被診断歯車に対する歯数設定部と、該歯車の回転周波数検出部と、歯数設定値と回転周波数を基に被診断歯車の噛合周波数、およびその高次周波数を求める噛合次数検出部と、前記の各噛合次数周波数に対応したパーシャルオーバーオールバンド幅を設定するパーシャルオーバーオール設定部と、周波数スペクトルから各噛合次数の周波数に対応するスペクトル成分、およびパーシャルオーバーオール値を抽出するスペクトル抽出部、パーシャルオーバーオール値抽出部と、前記スペクトル抽出部、パーシャルオーバーオール値抽出部で得た各数値を所定の演算式で演算して異常程度数を算出する異常程度数演算部とからなる。

されている。

すなわち、歯車の摩耗診断についての各種実験、考察を通じて発明者が得た知見によれば、歯車の摩耗進行状況により振動波形には噛合周波数の8倍程度までの高調波成分が発生すること、また診断を行う振動波形の信号処理の過程にパーシャルオーバーオール値を導入し、噛合周波数およびその高次周波数に対応したスペクトル成分とパーシャルオーバーオール値との比率を所定の演算式で求めると、その比率の値が摩耗の進行に伴って大きな値となることを見出した。しかも同じ回転数ではケースとの共振が噛合周波数の特定の整数倍成分との間でのみ生じ、かつ歯車装置のケースと共振した場合でも、共振周波数に対応する前記演算比率の値は「1」に近づくだけであることが判明した。したがって、噛合周波数に対して1〜8次程度までの次数に対応するスペクトル成分、およびパーシャルオーバーオール値を抽出してその比率を演算し、この値を異常程度数として摩耗の程度を表す指標とすることにより、ケースとの

共振の影響を殆ど受けることなく、歯車の異常摩耗を定量的に正しく把握して診断できる。

(実施例)

第1図は本発明実施例の構成を示すブロック線図である。図において、1は診断対象の歯車装置であり、互いに噛み合う歯車1aと歯車1bとがケース1cに収容されている。またこの歯車装置1に対しては一方の歯車1aを被診断歯車としてこの回転軸上に光電式、電磁式ピックアップとしての回転センサ2を対向設置して歯車1aから回転パルスを検出する。また、ケース1cには振動計3が取付けであり、歯車装置1に発生する噛み合い振動波形を検出するようにしている。なお、具体的な数値例として前記歯車1aの歯数を36枚、歯車1bの歯数を25枚とする。

次に前記の回転センサ2、振動計3で検出した回転パルス、振動波形の信号処理、解析を行う回路構成について説明する。まず、図示回路構成のうち振動波形信号を所定の周期で取り込むためのトリガ信号発生手段について述べると、4a、4bは

次に解析手段のフローについて述べる。まず、振動計3を介して歯車装置1のケース1cから検出された振動波形信号はハイパスフィルタ11により診断に不要な低周波数成分を除去する。次に前記したトリガ信号Tを基準とした周期で、振動波形信号を平均回数設定部12で設定した回数に達するまで繰り返し波形平均部10に取り込んで加算平均化処理する。この場合に、トリガ信号Tは歯車1a、1bの双方の回転に同期して出力されるので、各周期ごとに波形平均部10に取り込まれる振動波形は位相差がなく、したがって異常摩耗に起因した振動波形の高調波成分が加算平均化処理によって消滅することはない。なお、平均化処理した振動波形の例を第2図に示す。次に平均化処理済みの振動波形信号はフーリエ変換部13に入力され、ここで第3図ないし第6図に例示するような周波数スペクトル(各図の周波数スペクトルについてはその内容を後述する)に変換される。

一方、先記した回転周波数検出部7では、パルス信号を一定時間計数してその数値から歯車1aの

前記歯車1a、1bに対する歯数設定部であり、ここで各歯車の歯数Z1、Z2を設定する。5は回転パルス入力部であり、前記の回転センサ2で検出したパルス信号を取り込んで計数部6と回転周波数検出部7に分配する。また、計数部6は、スタート指令部8へ与えたスタート指令により回転パルス入力部5から送られてきたパルスを計数し、その計数値を分周トリガ発生部9に送る。一方、分周トリガ発生部9は歯数設定部4bで設定した歯数Z2=25と計数部6の計数値とを比較して計数値が歯数Z2と一致する毎にトリガ信号Tを出力する。このトリガ信号Tは波形平均部10に与えたとともに、一方では計数部6のリセット信号に用いて計数値をリセットする。

これにより、分周トリガ発生部9からは、回転パルスを検出する歯車1aと、歯車1aに噛み合う相手側歯車1bとの噛み合い位置が一致する毎にトリガ信号Tが出力される。つまり、このトリガ信号Tは歯車1aと1bの双方の回転に同期したトリガ信号となる。

回転周波数 $f_r$ を算出する。すなわち、歯車1aの回転数を1000rpmとして100秒間計数すると計数値は1666回であり、その回転周波数 $f_r=16.7\text{Hz}$ となる。また、回転周波数の信号は噛合次数検出部14に送られ、歯数設定部4aより与えられた歯車1aの歯数Z1=36との間で演算して歯車1aの噛合周波数 $f_{\#1}=f_r \times Z1=601.2\text{Hz}$ 、および噛合周波数 $f_{\#1}$ を基本波とする2倍~8倍までの高次噛合周波数 $f_{\#2}, f_{\#3}, \dots, f_{\#8}$ を計算し、その結果をスペクトル抽出部15に送る。一方、噛合次数検出部14から噛合周波数 $f_{\#1}$ を取出して次段のパーシャルオーバーオール設定部16aに送り、ここで噛合周波数 $f_{\#1}$ を基に前記した各噛合次数の周波数に対応したパーシャルオーバーオールのバンド幅を指定する周波数P01~P09を計算する。なお、パーシャルオーバーオールのバンド幅は、一例として各噛合次数の周波数を中心にその $f_{\#1} \times 0.5 \sim +f_{\#1} \times 0.5$ の範囲に定め、各噛合次数に対応したバンド幅の始点、終点に相当する指標周波数として、 $P01=0.5 \times f_{\#1}=300.6\text{Hz}$ 、

$P02 = 1.5 \times f_{\#1} = 901.8 \text{ Hz}$ , ...,  $P09 = 8.5 \times f_{\#1} = 5110.2 \text{ Hz}$ を計算し、その結果をパーシャルオーバーオール値抽出部16bに送る。

次に、スペクトル抽出部15では、先記したフーリエ変換部10で得た周波数スペクトルから前記の各啮合次数周波数 $f_{\#1} \sim f_{\#8}$ に対応するスペクトル成分の大きさ $P(f_{\#1}) \sim P(f_{\#8})$ を抽出する。また、パーシャルオーバーオール値抽出部16bでは、前記周波数 $P01 \sim P09$ を基に、 $P01 \sim P02$ ,  $P02 \sim P03$ , ...,  $P08 \sim P09$ に対応する各パーシャルオーバーオール値 $P(1-2)$ ,  $P(2-3)$ , ...,  $P(8-9)$ を演算により求めた上で、それぞれの値を異常程度数演算部17に送り、ここで次記の演算式により演算して異常程度数 $Zd$ を算出する。

$$Zd = \left( \frac{P(f_{\#1})}{P(1-2)} + \frac{P(f_{\#2})}{P(2-3)} \right) \times \dots \times \left( \frac{P(f_{\#7})}{P(7-8)} + \frac{P(f_{\#8})}{P(8-9)} \right) \dots \quad (1)$$

前記(1)式で求めた異常程度数 $Zd$ の値は、次に異常判定部18に送られて別に定めた判定基準値19と

を的確に判定できる。

次に、上記による歯車診断例を第3図ないし第6図に示す。まず、第3図は回転数1000rpmでの異常摩耗歯車( $Zd = 50.7$ )についての周波数スペクトルを表す。また第4図は同じ回転数での正常歯車( $Zd = 9.8$ )についての周波数スペクトル、第5図は啮合同波数の2倍成分と歯車装置のケースとが共振した場合の異常摩耗歯車の周波数スペクトル(回転数900rpm,  $Zd = 31.4$ )、第6図は第5図と同じ回転数で啮合同波数の7倍成分とケースが共振した場合の正常歯車の周波数スペクトル( $Zd = 2.6$ )を示す。

なお、前記実施例では、啮合次数を1~8次まで検出して異常程度数 $Zd$ を求める例を示したが、この啮合次数は実用面での診断精度に支障のない範囲で任意に設定することができる。また、先記した(1)式の代わりに次の演算式により異常程度数 $Zd$ を求めても同様に歯車の異常摩耗を診断できる。

$$Zd = \left( \frac{P(f_{\#1})}{P(1-2)} \right) \times \left( \frac{P(f_{\#2})}{P(2-3)} \right) \times \dots$$

比較し、異常程度数 $Zd$ の数値に応じて歯車の状態を「正常」、「注意」、「異常」の3段階で判定し、その診断結果を異常程度数 $Zd$ とともに表示部20に表示する。なお、第1図における信号処理のフローで行う各種演算は、実際にはコンピュータを用いて実行される。

ところで、上記した(1)式における各項の演算数値の数値は、歯車が正常であれば0.3程度、異常摩耗ではその摩耗進行の具合で変化し、さらにケースとの共振状態では1に近い値となる。したがって啮合次数を例えば1~8次までとし、各啮合次数に対応したスペクトル成分値、パーシャルオーバーオール値を抽出して演算することにより、正常、異常摩耗の状態を明確に区別して定量的に把握できる。また、仮に1~8次の中で特定の啮合次数の周波数と歯車装置のケースとで共振した場合でも、演算式中での共振周波数に対応する項の数値が1となるだけであって演算式(1)の全体で演算した値に与える影響は少なく、これによりケースとの共振の影響を殆ど受けることなく異常摩

$$\times \left( \frac{P(f_{\#8})}{P(8-9)} \right) \dots \quad (2)$$

さらに、第1図において、ハイパスフィルタ11は状況によっては省略が可能であり、また歯車1aの回転周波数は、回転パルスを一定時間計数する代わりに、回転パルスのパルス波形を周波数スペクトルに変換し、そのスペクトルから回転周波数を求めることも可能である。

(発明の効果)

本発明による歯車の異常診断装置は、以上述べたように構成されているので、次記の効果を奏する。

(1)外乱の影響を殆ど受けることなく歯車の摩耗程度を定量的に把握して自動的に「正常」、「異常」を診断することができる。

(2)特に、回転パルスを取り出す被診断歯車、およびこれと噛み合う相手側歯車の双方の回転に同期したトリガ信号を基準に噛み合い振動波形を取り込んで加算平均処理するようにしたので、互いに噛み合う歯車の歯数が異なる場合でも、常に同

じ噛み合い条件で振動波形を取り込むことができ、これにより異常摩耗の解析に必要な振動波形の高調波成分を消滅させずに抽出できる。

(3)また、歯車の異常程度を算出する演算式に、噛合次数の周波数に加えて各噛合次数に対応するパーシャルオーバーオール値を導入して解析するようにしたことにより、歯車装置のケースとの共振の影響を殆ど受けることなく、異常摩耗を正しく診断できる。

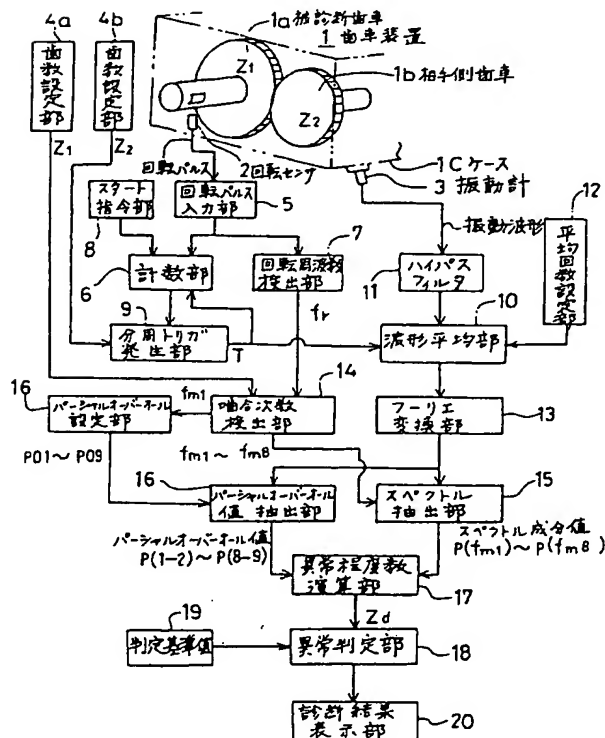
(4)したがって、歯車の異常摩耗診断に関して信頼性の高い異常診断装置を提供することができる。

4. 図面の簡単な説明

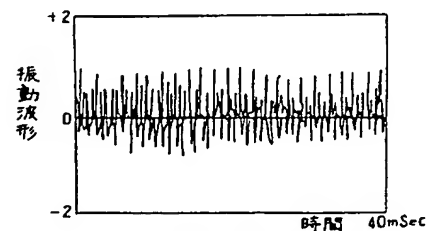
第1図は本発明実施例の構成を示すブロック線図、第2図は異常摩耗歯車の振動波形を加算平均化処理した振動波形図、第3図は第2図の周波数スペクトルを表す図、第4図は正常歯車に対する周波数スペクトルを表す図、第5図、第6図はそれぞれ歯車装置のケースと共振した場合における異常摩耗歯車、正常歯車に対する周波数スペクトルを表す図である。図において、

1 : 歯車装置、1a : 被診断歯車、1b : 相手側歯車、1c : ケース、2 : 回転センサ、3 : 振動計、4a、4b : 歯数設定部、5 : 回転パルス入力部、6 : 計数部、7 : 回転周波数検出部、8 : スタート指令部、9 : 分周トリガ発生部、10 : 波形平均部、13 : フーリエ変換部、14 : 噛合次数検出部、15 : スペクトル抽出部、16a : パーシャルオーバーオール設定部、16b : パーシャルオーバーオール抽出部、17 : 異常程度数演算部、18 : 異常判定部、19 : 判定基準値、20 : 診断結果表示部、21、22 : 歯車の歯数、T : トリガ信号、 $f_r$  : 回転周波数、 $f_{m1} \sim f_{m8}$  : 噛合次数の周波数、 $P01 \sim P09$  : パーシャルオーバーオールのバンド幅を指定する周波数、 $P(f_{m1}) \sim P(f_{m8})$  : スペクトル成分値、 $P(1-2) \sim P(8-9)$  : パーシャルオーバーオール値、 $Z_d$  : 異常程度数。

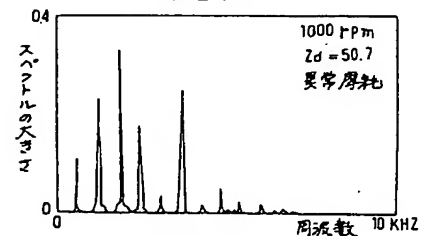
代理人 山 口 巖



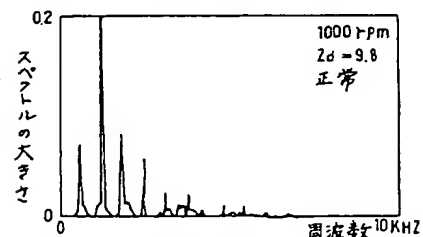
第1図



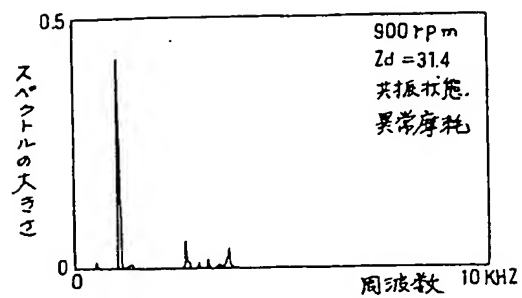
第2図



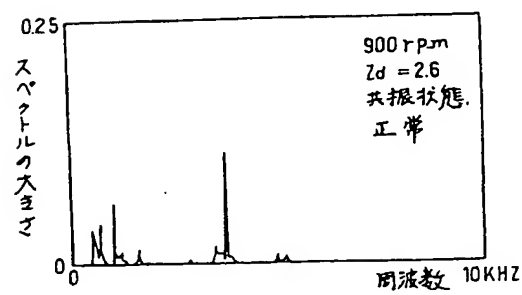
第3図



第4図



第 5 図



第 6 図